

(19) 世界知的所有権機関  
国際事務局(43) 国際公開日  
2005 年 9 月 29 日 (29.09.2005)

PCT

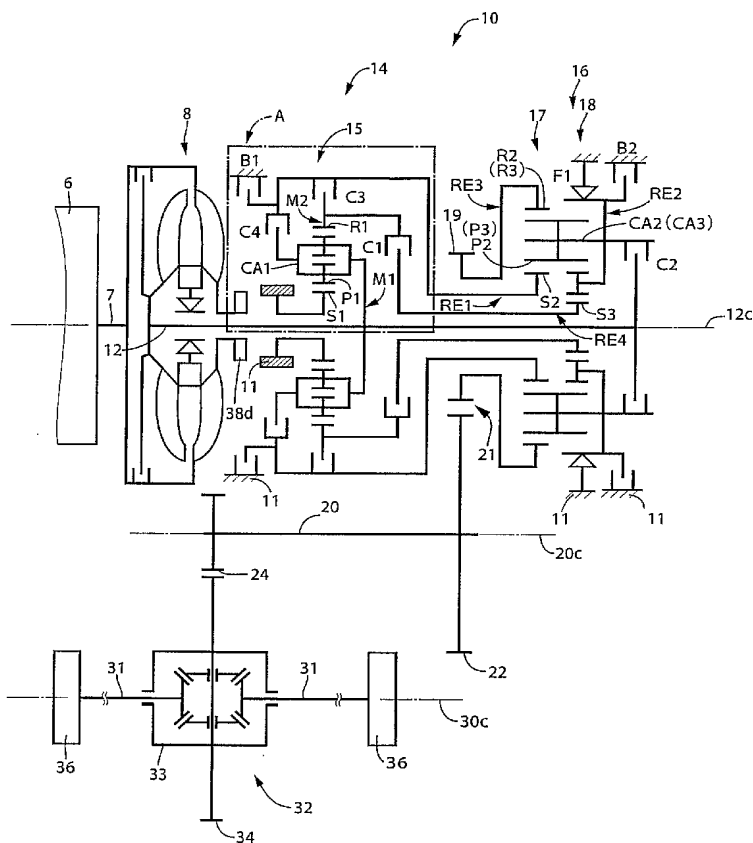
(10) 国際公開番号  
WO 2005/090827 A1

- (51) 国際特許分類: F16H 3/66, KAISHA) [JP/JP]; 〒4718571 愛知県豊田市トヨタ町 1 番地 Aichi (JP).  
B60K 17/04, 17/06, F16H 3/62
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2005/006009
- (22) 国際出願日: 2005 年 3 月 23 日 (23.03.2005)
- (25) 国際出願の言語: 日本語
- (26) 国際公開の言語: 日本語
- (30) 優先権データ: 特願2004-087587 2004 年 3 月 24 日 (24.03.2004) JP
- (71) 出願人 (米国を除く全ての指定国について): トヨタ自動車株式会社 (TOYOTA JIDOSHA KABUSHIKI
- (72) 発明者; および
- (75) 発明者/出願人 (米国についてのみ): 田端 淳 (TABATA, Atsushi) [JP/JP]; 〒4718571 愛知県豊田市トヨタ町 1 番地 トヨタ自動車株式会社内 Aichi (JP). 宮崎 光史 (MIYAZAKI, Terufumi) [JP/JP]; 〒4718571 愛知県豊田市トヨタ町 1 番地 トヨタ自動車株式会社内 Aichi (JP).
- (74) 代理人: 池田 治幸 (IKEDA, Haruyuki); 〒4500002 愛知県名古屋市中村区名駅三丁目 15-1 名古屋ダイヤビル 2 号館 池田国際特許事務所 Aichi (JP).

[続葉有]

(54) Title: PLANETARY GEAR TYPE MULTI-STAGE TRANSMISSION FOR VEHICLE

(54) 発明の名称: 車両用遊星歯車式多段変速機



(57) Abstract: A small-sized planetary gear type multi-stage transmission used for both FF vehicles and RR vehicles enabling forward seven or more gear-shifts allowing to provide a large gear ratio width. The transmission (10) comprises three sets of planetary gear devices, four clutches (C), and two brakes (B). An output gear (19) disposed between a first gear shift part (14) and a second gear shift part (16) is meshed with a driven gear (22) disposed on a countershaft (20) rotated about a second axis (20c) parallel with a first axis (12c) to form a pair of counter gears (21), and a fourth clutch (C4) is disposed so that an increase in the axial length thereof can be suppressed. The transmission (10) used for the FF vehicles and RR vehicles thus obtained can be reduced in size.

(57) 要約: 変速比幅を大きくとることができる前進 7 速以上が可能な、FF 車両や RR 車両用に用いられる小型の車両用遊星歯車式多段変速機を提供する。

3 組の遊星歯車装置と 4 つのクラッチ C および 2 つのブレーキ B とによって、変速比幅を大きくとることができる前進 7 速以上が可能な変速機 10 が得られるとともに、第 1 変速部 14 と第 2 変速部 16 との間に配置される出力歯車 19 と、第 1 軸心 12c と平行な第 2 軸心 20c を回転中心とするカウンタ軸 20 に配設されるドリブンギヤ 22 とが噛み合わされてカウンタギヤ対 21 が構成され、軸

長の増加が抑制されるように第 4 クラッチ C4 が配置されて FF 車両や RR 車両に用いられる小型に構成される変速機 10 が得られる。



(81) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, HR, HU, ID, IL, IN, IS, KE, KG, KP, KR, KZ, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LV, MA, MD, MG, MK, MN, MW, MX, MZ, NA, NI, NO, NZ, OM, PG, PH, PL, PT, RO, RU, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, SY, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, YU, ZA, ZM, ZW.

BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), ヨーロッパ (AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, MC, NL, PL, PT, RO, SE, SI, SK, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

添付公開書類:

- 国際調査報告書
- 補正書

(84) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の広域保護が可能): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LS, MW, MZ, NA, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア (AM, AZ,

2文字コード及び他の略語については、定期発行される各PCTガゼットの巻頭に掲載されている「コードと略語のガイダンスノート」を参照。

## 明 細 書

## 車両用遊星歯車式多段変速機

## 5 技術分野

本発明は、自動車などの車両において、原動機と駆動輪との間に設けられる車両用遊星歯車式多段変速機に関するものである。

## 背景技術

- 10 車両においては、予め定められた複数の変速比或いは変速段を選択するために複数の遊星歯車装置とそれらを構成する要素を結合するための係合要素たとえばクラッチおよびブレーキとを用いた遊星歯車式多段変速機が多用されている。例えば、特許文献 1 に記載の自動変速機では、3 組の遊星歯車装置を用いることで前進 6 段のフロントエンジン・フロントドライブ車両（以下、F F 車両と表す）
- 15 やリヤエンジン・リヤドライブ車両（以下、R R 車両と表す）用の多段変速機が提案されている。

[特許文献 1] 特開 2 0 0 0 - 1 6 1 4 5 0 号公報

[特許文献 2] 特開 2 0 0 1 - 1 8 2 7 8 5 号公報

[特許文献 3] 特開 2 0 0 2 - 3 2 3 0 9 8 号公報

20

## 発明の開示

- ところで、F F 車両や R R 車両に用いられる多段変速機はその軸心方向を車両の幅方向すなわち車軸に対して平行に搭載する所謂横置きとなることから、一般的に、横置きの多段変速機の全長に対する制約は車幅によって規定されることのない縦置きの多段変速機の場合に比較して大きいとされている。他方、このよう
- 25 な遊星歯車式多段変速機では、簡単に構成され且つ小型であって、変速段のより多段化および変速比幅を大きくとり得るものであることが望まれる。また、滑らかな変速特性、燃費向上、車両走行条件に合わせた適切な駆動力の確保等の要求

を高いレベルで満足させるために、多段変速機のさらなる多段化が求められている。

しかしながら、特許文献 1 には縦置きが多段変速機に比較してよりコンパクトな構成が必要とされる F F 車両や R R 車両に用いられる多段変速機として前進 7 速以上を実現する技術は提案されていない。

本発明は、以上の事情を背景として為されたものであり、その目的とするところは、変速比幅を大きくとることができる前進 7 速以上が可能な、F F 車両や R R 車両用の横置きに用いられる小型の車両用遊星歯車式多段変速機を提供することにある。

すなわち、請求項 1 にかかる発明の要旨とするところは、第 1 軸心上に同心に配置される第 1 変速部および第 2 変速部を備え、駆動力源により第 1 軸心まわりに回転駆動される入力回転部材の回転をその第 1 変速部を介してその第 2 変速部へ伝達し、その第 1 軸心まわりに回転する出力回転部材から駆動輪へ出力する形式の車両用遊星歯車式多段変速機であって、(a) 前記入力回転部材と前記第 1 中間出力経路とに連結される第 1 キャリア、その第 1 中間出力経路よりも大きい変速比でその入力回転部材の回転を減速して出力する第 2 中間出力経路に連結される第 1 リングギヤ、および非回転部材に連結される第 1 サンギヤを有するダブルピニオン型の第 1 遊星歯車装置を備える第 1 変速部と、(b) 第 2 遊星歯車装置および第 3 遊星歯車装置のサンギヤ、キャリア、およびリングギヤの一部が互いに連結されることによって 4 つの回転要素が構成されるとともに、その 4 つの回転要素の回転速度を直線上で表すことができる共線図上においてその 4 つの回転要素を一端から他端へ向かって順番に第 1 回転要素、第 2 回転要素、第 3 回転要素および第 4 回転要素としたとき、その第 1 回転要素は第 4 クラッチを介して前記第 1 中間出力経路に選択的に連結されるとともに第 3 クラッチを介して前記第 2 中間出力経路に選択的に連結されさらに第 1 ブレーキを介して非回転部材に選択的に連結され、その第 2 回転要素は第 2 クラッチを介して前記第 1 中間出力経路に選択的に連結されるとともに第 2 ブレーキを介して非回転部材に選択的に連結され、その第 3 回転要素は前記出力回転部材に連結され、その第 4 回転要素は第

1 クラッチを介して前記第 2 中間出力経路に選択的に連結される第 2 変速部とを、備えている一方、(c) 前記第 1 軸心に平行な第 2 軸心上に回転可能に配設されるとともに前記出力回転部材に作動的に連結されてその出力回転部材からの動力を前記駆動輪へ伝達する動力伝達部材をさらに備え、前記第 1 軸心および第 2 軸心  
5 心が車両の幅方向となるように搭載されることにある。

このようにすれば、変速比が異なる 2 つの中間出力経路を有する第 1 変速部および 2 組の遊星歯車装置を有する第 2 変速部と、4 つのクラッチおよび 2 つのブレーキとによって変速比幅を大きくとることができる前進 7 段以上の多段変速が可能な多段変速機が構成されるとともに、前記第 1 軸心に平行な第 2 軸心上には  
10 前記出力回転部材に作動的に連結されその出力回転部材からの動力を前記駆動輪へ伝達する動力伝達部材が配設され、第 1 軸心および第 2 軸心が車両の幅方向となるように搭載されて F F 車両や R R 車両の横置きに用いられる小型に構成される車両用遊星歯車式多段変速機が得られる。

ここで、好適には、請求項 2 にかかる発明の要旨とするところは、第 1 軸心上  
15 に同心に配置される第 1 変速部および第 2 変速部を備え、駆動力源により第 1 軸心まわりに回転駆動される入力回転部材の回転をその第 1 変速部を介してその第 2 変速部へ伝達し、その第 1 軸心まわりに回転する出力回転部材から駆動輪へ出力する形式の車両用遊星歯車式多段変速機であって、(a) 前記入力回転部材と前記第 1 中間出力経路とに連結される第 1 キャリア、その第 1 中間出力経路よりも  
20 大きい変速比でその入力回転部材の回転を減速して出力する第 2 中間出力経路に連結される第 1 リングギヤ、および非回転部材に連結される第 1 サンギヤを有するダブルピニオン型の第 1 遊星歯車装置を備える第 1 変速部と、(b) 第 2 サンギヤ、第 2 キャリア、および第 2 リングギヤを備えたシングルピニオン型の第 2 遊星歯車装置と、第 3 サンギヤ、第 3 キャリア、および第 3 リングギヤを備えたダブルピニオン型の第 3 遊星歯車装置とを含み、その第 2 サンギヤは第 4 クラッチ  
25 を介して前記第 1 中間出力経路に選択的に連結されるとともに第 3 クラッチを介して前記第 2 中間出力経路に選択的に連結されさらに第 1 ブレーキを介して非回転部材に選択的に連結され、その第 2 キャリアとその第 3 キャリアとは共通の部

材で構成されて第 2 クラッチを介して前記第 1 中間出力経路に選択的に連結され  
るとともに第 2 ブレーキを介して非回転部材に選択的に連結され、その第 2 リン  
グギヤとその第 3 リングギヤとは共通の部材で構成されて前記出力回転部材に連  
結され、その第 3 サングヤは第 1 クラッチを介して前記第 2 中間出力経路に選択  
5 的に連結される第 2 変速部とを、備えている一方、(c) 前記第 1 軸心に平行な第  
2 軸心上に回転可能に配設されるとともに前記出力回転部材に作動的に連結され  
てその出力回転部材からの動力を前記駆動輪へ伝達する動力伝達部材をさらに備  
え、前記第 1 軸心および第 2 軸心が車両の幅方向となるように搭載されることに  
ある。

10 このようにすれば、変速比が異なる 2 つの中間出力経路を有する第 1 変速部お  
よび 2 組の遊星歯車装置を有する第 2 変速部と、4 つのクラッチおよび 2 つのブ  
レーキとによって変速比幅を大きくとることができる前進 7 段以上の多段変速が  
可能な多段変速機が構成されるとともに、前記第 1 軸心に平行な第 2 軸心上には  
前記出力回転部材に作動的に連結されその出力回転部材からの動力を前記駆動輪  
15 へ伝達する動力伝達部材が配設され、第 1 軸心および第 2 軸心が車両の幅方向と  
なるように搭載されて F F 車両や R R 車両の横置きに用いられる小型に構成され  
る車両用遊星歯車式多段変速機が得られる。

また、好適には、請求項 3 にかかる発明では、上記多段変速機は、(a) 前記第  
1 クラッチ、および前記第 2 ブレーキ或いは一方向クラッチに係合させられるこ  
20 とによって成立する最も大きい変速比の第 1 変速段と、(b) 前記第 1 クラッチお  
よび前記第 1 ブレーキに係合させられることによって成立する前記第 1 変速段よ  
りも変速比が小さい第 2 変速段と、(c) 前記第 1 クラッチおよび前記第 3 クラッ  
チに係合させられることによって成立する前記第 2 変速段よりも変速比が小さい  
第 3 変速段と、(d) 前記第 1 クラッチおよび前記第 4 クラッチに係合させられる  
25 ことによって成立する前記第 3 変速段よりも変速比が小さい第 4 変速段と、(e)  
前記第 1 クラッチおよび前記第 2 クラッチに係合させられることによって成立す  
る前記第 4 変速段よりも変速比が小さい第 5 変速段と、(f) 前記第 2 クラッチお  
よび前記第 4 クラッチに係合させられることによって成立する前記第 5 変速段よ

りも変速比が小さい第6変速段と、(g) 前記第2クラッチおよび前記第3クラッチが係合させられることによって成立する前記第6変速段よりも変速比が小さい第7変速段と、(h) 前記第2クラッチおよび前記第1ブレーキが係合させられることによって成立する前記第7変速段よりも変速比が小さい第8変速段とのうちのいずれか複数の変速段を備える変速機が構成されるものである。このようにすれば、例えば第1変速段～第8変速段の変速段を備える変速機が構成されることで前進8段の多段変速が可能な多段変速機が構成されたり、例えば第1変速段～第8変速段のうちのいずれか7つの変速段を備える変速機が構成されることで前進7段の多段変速が可能な多段変速機が構成される。

- 10       また、好適には、請求項4にかかる発明では、前記第1遊星歯車装置、前記第2遊星歯車装置、前記第3遊星歯車装置は、その順に前記第1軸心上に同心に配置され、前記第4クラッチは、その第1遊星歯車装置に対してその第2遊星歯車装置側とは反対側に配置されて前記第1キャリアに連結されるものである。このようにすれば、前進7段以上の多段変速が可能な多段変速機が構成されるとともに、F F車両やR R車両の横置きに用いられる小型に構成される車両用遊星歯車式多段変速機が得られる。

- 15       また、好適には、請求項5にかかる発明では、前記第1遊星歯車装置に対して前記第2遊星歯車装置側とは反対側の前記第1軸心上に同心に配置されて前記駆動力源により回転駆動されることにより前記クラッチおよびブレーキの係合作動のための作動油を供給するためのオイルポンプを備え、前記第4クラッチは、前記第1遊星歯車装置とそのオイルポンプとの間の空間に配置されるものである。このようにすれば、前進7段以上の多段変速が可能な多段変速機が構成されるとともに、F F車両やR R車両の横置きに用いられる小型に構成される車両用遊星歯車式多段変速機が得られる。

- 25       また、好適には、請求項6にかかる発明では、前記第1遊星歯車装置の第1サンギヤが連結される前記非回転部材は、円筒形状を有して前記入力回転部材の外周側に配設されたものであり、前記第4クラッチは、その非回転部材の外周側の空間に配置されるものである。このようにすれば、前進7段以上の多段変速が可

能な多段変速機が構成されるとともに、F F車両やR R車両の横置きに用いられる小型に構成される車両用遊星歯車式多段変速機が得られる。

また、好適には、請求項 7 にかかる発明では、前記第 4 クラッチの摩擦部材を押圧してその第 4 クラッチに係合させるための第 4 クラッチピストンは、その第 4 クラッチの摩擦部材に対して前記第 1 遊星歯車装置側とは反対側に配置されるものである。このようにすれば、前記第 1 遊星歯車装置に隣接して第 4 クラッチを配置することが可能となる。

また、好適には、請求項 8 にかかる発明では、前記第 4 クラッチピストンは、前記第 4 クラッチの摩擦部材に対して前記オイルポンプ側に配置されるものである。このようにすれば、前記第 1 遊星歯車装置に隣接して第 4 クラッチを配置することが可能となる。

また、好適には、請求項 9 にかかる発明では、前記第 4 クラッチピストンの遠心油圧補償油室を備え、その遠心油圧補償油室は前記第 4 クラッチの摩擦部材の内周側の空間内に設けられるものである。このようにすれば、車両用遊星歯車式多段変速機の軸心方向の寸法が短縮される。

また、好適には、請求項 10 にかかる発明では、前記第 3 クラッチの摩擦部材は前記第 1 リングギヤの外周側に配置され、その第 3 クラッチの摩擦部材を押圧してその第 3 クラッチに係合させるための第 3 クラッチピストンの内周側の空間内には前記第 4 クラッチの第 4 シリンダが配置され、その第 3 クラッチピストンとその第 4 シリンダとの間にオイルシールが設けられているものである。このようにすれば、第 3 クラッチピストンと第 3 クラッチピストンの内周側の空間内に配置されている第 4 シリンダとの間に第 3 クラッチピストンの遠心油圧補償油室が形成されることになるので、車両用遊星歯車式多段変速機の軸心方向の寸法が短縮される。

また、好適には、請求項 11 にかかる発明では、前記第 3 クラッチの第 3 クラッチドラムと前記第 3 クラッチピストンとの間にその第 3 クラッチピストン作動用の油室が形成されるものである。このようにすれば、前記第 1 リングギヤの外周側に配置される前記第 3 クラッチの摩擦部材を押圧して第 3 クラッチに係合さ



せるための前記第 3 クラッチピストンは大径とされ、その第 3 クラッチピストン作動用の油圧が大径面積で確保されるので、第 3 クラッチピストンの押圧力すなわち第 3 クラッチのトルク容量が小さくされることなく前進 7 段以上の多段変速が可能なる多段変速機が構成されるとともに、F F 車両や R R 車両の横置きに用いられる小型に構成される車両用遊星歯車式多段変速機が得られる。

また、好適には、請求項 1 2 にかかる発明では、前記出力回転部材は第 1 軸心上で前記第 1 変速部と前記第 2 変速部との間の空間に配置されるものである。このようにすれば、F F 車両や R R 車両の横置きに適した構成とされる車両用遊星歯車式多段変速機が得られる。

また、好適には、請求項 1 3 にかかる発明では、前記第 2 遊星歯車装置および第 3 遊星歯車装置は、ラビニヨ型の遊星歯車列である。このようにすれば、第 2 遊星歯車装置および第 3 遊星歯車装置を構成する部材が削減できる。また、車両用遊星歯車式多段変速機の軸心方向の寸法が短縮される。

また、好適には、請求項 1 4 にかかる発明では、第 3 遊星歯車装置はダブルラビニオン型の遊星歯車装置である。このようにすれば、前記第 2 遊星歯車装置とでラビニヨ型の遊星歯車列が構成され得る。

#### 図面の簡単な説明

図 1 は、本発明の一実施例である車両用遊星歯車式多段変速機の要部構成を説明する骨子図である。

図 2 は、第 4 クラッチが配置されている付近の変速機の部分断面図であって、図 1 の一点鎖線で示す A 部分が示されている。

図 3 は、図 1 の実施例の車両用遊星歯車式多段変速機の変速ギヤ段とそれを成立させるために必要な油圧式摩擦係合装置の作動との関係を示す図表である。

図 4 は、図 1 の実施例の車両用遊星歯車式多段変速機の作動を説明する共線図である。

#### 符号の説明

6 : エンジン（駆動力源）

- 1 0 : 車両用遊星歯車式多段変速機
- 1 1 : トランスミッションケース (非回転部材)
- 1 2 : 入力軸 (入力回転部材)
- 1 2 c : 第 1 軸心
- 5 1 4 : 第 1 変速部
- 1 5 : 第 1 遊星歯車装置
- S 1 : 第 1 サンギヤ
- R 1 : 第 1 リングギヤ
- C A 1 : 第 1 キャリア
- 10 1 6 : 第 2 変速部
- 1 7 : 第 2 遊星歯車装置
- S 2 : 第 2 サンギヤ
- R 2 : 第 2 リングギヤ
- C A 2 : 第 2 キャリア
- 15 1 8 : 第 3 遊星歯車装置
- S 3 : 第 3 サンギヤ
- R 3 : 第 3 リングギヤ
- C A 3 : 第 3 キャリア
- 1 9 : 出力歯車 (出力回転部材)
- 20 2 0 c : 第 2 軸心
- 2 2 : ドリブンギヤ (動力伝達部材)
- 3 6 : 駆動輪
- 3 8 : オイルポンプ
- 5 0 : 第 3 クラッチドラム
- 25 5 1 : 第 3 クラッチピストン
- 6 0 : 第 4 クラッチシリンダ (第 4 シリンダ)
- 7 2 : オイルシール
- C 1 : 第 1 クラッチ

C 2 : 第 2 クラッチ

C 3 : 第 3 クラッチ

C 4 : 第 4 クラッチ

B 1 : 第 1 ブレーキ

5 B 2 : 第 2 ブレーキ

R E 1 : 第 1 回転要素

R E 2 : 第 2 回転要素

R E 3 : 第 3 回転要素

R E 4 : 第 4 回転要素

10 M 1 : 伝達部材 (第 1 中間出力経路)

M 2 : 伝達部材 (第 2 中間出力経路)

発明を実施するための最良の形態

以下、本発明の実施例を図面を参照しつつ詳細に説明する。

15 図 1 は、車両用自動変速装置として好適な車両用遊星歯車式多段変速機（以下、変速機と表す）10の構成を説明する骨子図である。図1において、変速機10は車体に取り付けられる非回転部材としてのトランスミッションケース（以下、ケースと表す）11内において、そのケース11に回転可能に固定され且つ互いに平行に配置される第1軸心12cを回転中心とする入力回転部材としての入力軸12および第2軸心20cを回転中心とするカウンタ軸20を備え、左右の車軸31の回転中心であって第1軸心12cおよび第2軸心20cに平行な第3軸心30cをさらに含む3軸構成とされ、車両においてその3軸が車両の幅方向すなわち車軸31に平行に搭載される所謂横置きされるFF車両やRR車両用の多段変速機として好適に用いられるものである。

25 第1軸心12c上には入力軸12に連結されたロックアップクラッチ付トルクコンバータ8、第1遊星歯車装置15を主体として構成されている第1変速部14、第2遊星歯車装置17と第3遊星歯車装置18とを主体として構成されている第2変速部16、および第1変速部14と第2変速部16との間に出力回転部

材としての出力歯車 19 が同心に備えられている。また、カウンタ軸 20 上には第 2 軸心 20 c 上に回転可能に配設されるとともに、出力歯車 19 より大径であって出力歯車 19 と噛み合わされてカウンタギヤ対 21 が構成される動力伝達部材としてのドリブンギヤ 22、およびドリブンギヤ 22 より小径のデフドライブ

5 ピニオン 24 が配設されている。また、第 3 軸心 30 c 上には車軸 31 に連結されるかさ歯車式の差動歯車装置 32 が配設されている。差動歯車装置 32 にはデフドライブピニオン 24 と噛み合わされるデフドライブピニオン 24 より大径であってデフケース 33 に固定されて第 3 軸心 30 c を回転中心とするデフリングギヤ 34 が設けられている。

10 このように、構成された変速機 10 は走行用の駆動力源として例えばガソリンエンジンやディーゼルエンジン等の内燃機関であるエンジン 6 と駆動輪 36 との間に設けられ、エンジン 6 の出力を左右の駆動輪 36 に伝達する。具体的には、エンジン 6 の出力はエンジン 6 のクランク軸 7 に連結されるトルクコンバータ 8 を介して入力軸 12 に伝達されて、入力軸 12 はエンジン 6 により第 1 軸心 12

15 c まわりに回転駆動され、さらにその回転が第 1 変速部 14 および第 2 変速部 16 を介して第 1 軸心 12 c まわりに回転する出力歯車 19 へ伝達される。そして、出力歯車 19 からの動力すなわち出力歯車 19 の回転がドリブンギヤ 22、デフドライブピニオン 24、およびデフリングギヤ 34 を介することで減速されつつ、差動歯車装置 32 および車軸 31 を介して左右の駆動輪 36 に伝達されてエンジン 6 により左右の駆動輪 36 が回転駆動される。

20 第 1 変速部 14 は、ダブルピニオン型の第 1 遊星歯車装置 15 から構成されている。この第 1 遊星歯車装置 15 は、第 1 サンギヤ S1、互いに噛み合う複数対の第 1 遊星歯車 P1、その第 1 遊星歯車 P1 を自転および公転可能に支持する第 1 キャリヤ CA1、第 1 遊星歯車 P1 を介して第 1 サンギヤ S1 と噛み合う第 1

25 リングギヤ R1 を備えており、たとえば「0.463」程度の所定のギヤ比  $\rho_1$  を有している。また、第 1 キャリヤ CA1 は第 1 中間出力経路を構成する伝達部材 M1 を介して入力軸 12 に連結され、入力軸 12 の回転速度は変速比「1.0」でその伝達部材 M1 から第 2 変速部 16 側へ出力される。第 1 サンギヤ S1 は

回転不能にケース 1 1 に一体的に固定され、第 1 リングギヤ R 1 は入力軸 1 2 の回転を減速して出力する第 2 中間出力経路を構成する伝達部材 M 2 に連結されて、第 1 変速部 1 4 は入力軸 1 2 の回転を第 1 中間出力経路とその第 1 中間出力経路に対して変速比が大きいために減速回転させられる第 2 中間出力経路とをそれぞれ介して第 2 変速部 1 6 へ出力する。上記変速比は入力側部材の回転速度を出力側部材の回転速度で除した値で示される。

すなわち第 1 変速部 1 4 は入力回転部材として機能する入力軸 1 2 の回転を第 1 中間出力経路に対応する伝達部材 M 1 と第 2 中間出力経路に対応する伝達部材 M 2 との変速比の異なる 2 つの出力経路でもって第 2 変速部 1 6 へ出力することになる。上記第 1 中間出力経路は実質的にはその第 1 中間出力経路に連結される部材たとえば本実施例では第 1 キャリヤ C A 1 や入力軸 1 2 を含んでもよく、また第 2 中間出力経路は実質的にはその第 2 中間出力経路に連結される部材たとえば本実施例では第 1 リングギヤ R 1 を含んでもよくたとえば中間出力部材、伝達部材等として機能することになる。

第 2 変速部 1 6 は、シングルピニオン型の第 2 遊星歯車装置 1 7 およびダブルピニオン型の第 3 遊星歯車装置 1 8 から構成されている。この第 2 遊星歯車装置 1 7 は、第 2 サンギヤ S 2、第 2 遊星歯車 P 2、その第 2 遊星歯車 P 2 を自転および公転可能に支持する第 2 キャリヤ C A 2、第 2 遊星歯車 P 2 を介して第 2 サンギヤ S 2 と噛み合う第 2 リングギヤ R 2 を備えており、たとえば「0.463」程度の所定のギヤ比  $\rho_2$  を有している。第 3 遊星歯車装置 1 8 は、第 3 サンギヤ S 3、互いに噛み合う複数対の第 3 遊星歯車 P 3、その第 3 遊星歯車 P 3 を自転および公転可能に支持する第 3 キャリヤ C A 3、第 3 遊星歯車 P 3 を介して第 3 サンギヤ S 3 と噛み合う第 3 リングギヤ R 3 を備えており、たとえば「0.415」程度の所定のギヤ比  $\rho_3$  を有している。第 1 サンギヤ S 1 の歯数を  $Z_{S1}$ 、第 1 リングギヤ R 1 の歯数を  $Z_{R1}$ 、第 2 サンギヤ S 2 の歯数を  $Z_{S2}$ 、第 2 リングギヤ R 2 の歯数を  $Z_{R2}$ 、第 3 サンギヤ S 3 の歯数を  $Z_{S3}$ 、第 3 リングギヤ R 3 の歯数を  $Z_{R3}$  とすると、上記ギヤ比  $\rho_1$  は  $Z_{S1}/Z_{R1}$ 、上記ギヤ比  $\rho_2$  は  $Z_{S2}/Z_{R2}$ 、上記ギヤ比  $\rho_3$  は  $Z_{S3}/Z_{R3}$  である。また、第 2 遊星歯車装置 1 7 および

第3遊星歯車装置18は、第2キャリアCA2および第3キャリアCA3が共通の部品にて構成されているとともに、第2リングギヤR2および第3リングギヤR3が共通の部品にて構成され、且つ第2遊星歯車P2が互いに噛み合う一對の第3遊星歯車P3のいずれか1つを兼ねているラビニヨ型の遊星歯車列とされている。

第2変速部16においては、第2サンギヤS2は第4クラッチC4を介して第1中間出力経路に対応する第1キャリアCA1に選択的に連結されるとともに第3クラッチC3を介して第2中間出力経路に対応する第1リングギヤR1に選択的に連結されさらに第1ブレーキB1を介してケース12に選択的に連結され、第2キャリアCA2と第3キャリアCA3とが一体的に連結されて第2クラッチC2を介して第1中間出力経路に対応する入力軸12に選択的に連結されるとともに第2ブレーキB2を介してケース12に選択的に連結され、第2リングギヤR2と第3リングギヤR3とが一体的に連結されて出力歯車19に連結され、第3サンギヤS3は第1クラッチC1を介して第2中間出力経路に対応する第1リングギヤR1に選択的に連結されている。また、第2ブレーキB2と平行に一方方向クラッチF1が設けられておりエンジン6の動力により駆動輪36が回転駆動されるパワーオン走行となる場合のみ第2キャリアCA2および第3キャリアCA3が一方方向クラッチF1の自動係合によりケースに12連結される。

第1クラッチC1、第2クラッチC2、第3クラッチC3、第4クラッチC4、第1ブレーキB1、第2ブレーキB2は、従来の車両用自動変速機においてよく用いられている油圧式摩擦係合装置であって、互いに重ねられた複数枚の摩擦板が油圧アクチュエータにより押圧される湿式多板型や、回転するドラムの外周面に巻き付けられた1本または2本のバンドの一端が油圧アクチュエータによって引き締められるバンドブレーキなどにより構成され、それが介装されている両側の部材を選択的に連結するためのものである。

本実施例では、前進7速以上の多段化を実現するために特許文献1に開示されている自動変速機に比較して第1遊星歯車装置15がシングルピニオン型からダブルピニオン型とされ、第4クラッチC4が追加されている。そして、第4クラ

ッチC 4の追加にも拘わらず変速機10の軸心方向の寸法すなわち軸長が車幅によって制限されるF F車両やR R車両用の多段変速機として用いるために各遊星歯車装置や油圧式摩擦係合装置等の配置関係の工夫がなされている。その配置関係を、上記第4クラッチC 4の配置およびそれに伴う他の部材との関係を中心に  
5 以下に説明する。

図2は第4クラッチC 4が配置されている付近の変速機10の部分断面図であって、図1の一点鎖線で示すA部分が示されている。図示しない図1のA部分以外の部分は、図2に向かって右方向にトルクコンバータ8およびエンジン6等が、また左方向には順に出力歯車19、第2遊星歯車装置17、第3遊星歯車装置  
10 18が、および第2クラッチC 2、第1ブレーキ、一方向クラッチF 1等が図1に示す連結状態で配置されていることになる。つまり、第1遊星歯車装置15、第2遊星歯車装置17、第3遊星歯車装置18はその順に第1軸心12c上に同心に配置され、出力歯車19は第1遊星歯車装置15と第2遊星歯車装置17との間の空間すなわち第1変速部14と第2変速部16との間の空間に配置されて  
15 いる。本実施例では、図2の右方向を前方向とし左方向を後方向として表すこととする。

図2において、ケース11内のケース開口部11aには第1遊星歯車装置15を中心として第1遊星歯車装置15の外周側の空間に第1クラッチC 1、第3クラッチC 3、および第1ブレーキB 1が、また第1遊星歯車装置15の前側すな  
20 わち第1遊星歯車装置15に対して第2遊星歯車装置17側とは反対側に第4クラッチC 4が入力軸12（第1軸心12c）上に配置されている。ケース11のエンジン6側であって第1遊星歯車装置15に対して第2遊星歯車装置17側とは反対側の入力軸12（第1軸心12c）上には、ケースカバー13が備えられ、そのケースカバー13はボルト締めによりケース11に固設されてケース開口  
25 部11aが閉じられている。つまり、第4クラッチC 4は、第1遊星歯車装置15とケースカバー13との間の空間に第1遊星歯車装置15に隣接して配置されている。ケース11の後側には出力歯車19を支持するためのサポート壁11bがボルト締めにより固設されている。

ケース 1 1 はケース周壁部 1 1 c を有し、そのケース周壁部 1 1 c の内周面にはスプライン歯 1 1 d が形成されている。入力軸 1 2 は入力軸前部 1 2 a と入力軸後部 1 2 b とがスプライン嵌合されて一体化されたものであり、入力軸 1 2 の軸内にはクラッチの作動油用の油路 1 2 e 等が形成され、また入力軸 1 2 の後側  
5 の外周面にはフランジ 1 2 d が形成されている。オイルポンプ 3 8 は、ケースカバー 1 3 の中央部により構成されたボディ 3 8 a と、それにボルト締めにより固設されるオイルポンプカバー 3 8 b と、それ等の内に形成されたポンプ室内に設けられたインナギヤ 3 8 d およびアウトギヤ 3 8 e とを備え、インナギヤ 3 8 d がエンジン 6 により回転駆動されることでクラッチやブレーキの係合作動のための作動油等を供給する。そのオイルポンプカバー 3 8 b には、第 1 遊星歯車装置  
10 1 5 側に突出するようにポンプカバーボス部 3 8 c が形成されている。

第 1 遊星歯車装置 1 5 において、第 1 サンギヤ S 1 はポンプカバーボス部 3 8 c の内周面に嵌合固定される非回転部材としてのスリーブ軸 4 0 の後端部にスプライン勘合により固設され、第 1 キャリヤ C A 1 はフランジ 1 2 d に固設され、  
15 第 1 リングギヤ R 1 はフランジ F R 1 を介してフランジ 1 2 d と入力軸前部 1 2 a とに相対回転可能且つ第 1 軸心 1 2 c 方向に相対移動不能に支持されている。上記スリーブ軸 4 0 は、円筒形状を有して入力軸 1 2 の外周側にその入力軸 1 2 が第 1 軸心 1 2 c を回転中心として回転可能となるように配設されたものである。

第 3 クラッチ C 3 において、伝達部材 5 3 を介して第 2 サンギヤ S 2 に連結される第 3 クラッチドラム 5 0 はその内周側でポンプカバーボス部 3 8 c の外周面に回転可能に支持され、第 1 リングギヤ R 1 の外周側の空間であって第 3 クラッチドラム 5 0 の外周側の内周面にスプライン嵌合されている円環形状の複数枚の摩擦部材 5 0 a が備えられている。また、第 1 リングギヤ R 1 の外周面には摩擦  
25 部材 5 0 a と順次重ねられた状態でスプライン嵌合されている円環形状の複数枚の摩擦部材 5 0 b が備えられている。また、第 3 クラッチドラム 5 0 の内周側の空間内には、第 3 クラッチ C 3 を係合するために摩擦部材 5 0 a および摩擦部材 5 0 b を押圧する第 3 クラッチピストン 5 1 が第 3 クラッチドラム 5 0 内に摺動



自在に嵌挿されている。さらに、第3クラッチピストン51を押圧するための作動油が供給される油室52が第3クラッチドラム50と第3クラッチピストン51との間に形成されている。

第1クラッチC1において、第1クラッチシリンダ54は第3クラッチドラム50の内周側の空間に配置されて伝達部材53に回転可能に支持されて第3サンギヤS3に連結される伝達部材55と連結され、その外周側の内周面にスプライン嵌合されている円環形状の複数枚の摩擦部材54aが第3クラッチC3の摩擦部材50a、50bの後側の空間に併設するように備えられている。また、第3クラッチC3の場合と同様に第1リングギヤR1の外周面には摩擦部材54aと順次重ねられた状態でスプライン嵌合されている円環形状の複数枚の摩擦部材54bが備えられている。また、第1クラッチシリンダ54の内周側の空間内には、第1クラッチC1に係合するために摩擦部材54aおよび摩擦部材54bを押圧する第1クラッチピストン56が第1クラッチシリンダ54および伝達部材55内に摺動自在に嵌挿されている。さらに、第1クラッチピストン56を押圧するための作動油が供給される油室57が伝達部材55と第1クラッチピストン56との間に形成され、また油室57で発生する遠心油圧に基づいて第1クラッチピストン56に加えられる推力を相殺するための逆向きの推力を作用する遠心油圧を発生させる油密な遠心油圧補償油室58がリターンスプリングシート58aが配設されることでリターンスプリングシート58aと第1クラッチピストン56との間に形成される。遠心油圧補償油室58内にはリターンスプリング59が配設されている。

第1ブレーキB1は、図示しない油圧アクチュエータによって第3クラッチドラム50を締め付けるバンドブレーキにより構成されている。

第4クラッチC4において、第4クラッチC4は前述した通り入力軸12上に配置されていると同時に、スリーブ軸40の外周側の空間に配置されているものでもある。また、第4クラッチシリンダ60は第3クラッチピストン51の内周側の空間内に配置されて第4クラッチシリンダ60の内周側の端部で第3クラッチドラム50に溶接され、その外周側の内周面にスプライン嵌合されている円環

形状の複数枚の摩擦部材 6 1 が備えられている。また、第 4 クラッチシリンダ 6 0 の内周側の空間に配置される第 4 クラッチハブ 6 2 は後端部で第 1 キャリヤ C A 1 に溶接され、その外周面に摩擦部材 6 1 と順次重ねられた状態でスプライン嵌合されている円環形状の複数枚の摩擦部材 6 3 が備えられている。また、第 4 クラッチシリンダ 6 0 の内周側の空間内には、第 4 クラッチ C 4 を係合するために摩擦部材 6 1 と摩擦部材 6 3 とを押圧する第 4 クラッチピストン 6 5 がそれら摩擦部材 6 1 および摩擦部材 6 3 に対して第 1 遊星歯車装置 1 5 側とは反対側に配置されて、第 4 クラッチシリンダ 6 0 内に摺動自在に嵌挿されている。つまり、第 4 クラッチピストン 6 5 は、それら摩擦部材 6 1 および摩擦部材 6 3 に対してケースカバー 1 3 (オイルポンプ 3 8) 側に配置されている。さらに、摩擦部材 6 1 および摩擦部材 6 3 の内周側の空間内である第 4 クラッチハブ 6 2 の内周側の空間内には、第 4 クラッチピストン 6 5 を押圧するための作動油が供給される油室 6 6 が第 4 クラッチシリンダ 6 0 と第 4 クラッチピストン 6 5 との間に形成され、また油室 6 6 で発生する遠心油圧に基づいて第 4 クラッチピストン 6 5 に加えられる推力を相殺するための逆向きの推力を作用する遠心油圧を発生させる油密な遠心油圧補償油室 6 7 がリターンスプリングシート 6 8 が配設されることでそのリターンスプリングシート 6 8 と第 4 クラッチピストン 6 5 との間に形成される。遠心油圧補償油室 6 7 内にはリターンスプリング 6 9 が配設されている。この遠心油圧補償油室 6 7 は第 1 軸心 1 2 c に直交する径方向において第 4 クラッチハブ 6 2 と重なって設けられている。

このように配設される第 4 クラッチ C 4 において、第 4 クラッチシリンダ 6 0 と第 3 クラッチピストン 5 1 との間にオイルシール 7 2 が設けられることで、第 4 クラッチシリンダ 6 0 は油室 5 2 で発生する遠心油圧に基づいて第 3 クラッチピストン 5 1 に加えられる推力を相殺するための逆向きの推力を作用する遠心油圧を発生させる油密な遠心油圧補償油室 7 0 の一部を第 3 クラッチピストン 5 1 と共に形成している。

油室 5 2、油室 6 6 等の各油室には入力軸 1 2 の軸内の油路 1 2 e を経由して作動油が供給される。また、例えば遠心油圧補償油室 7 0 の作動油はオイルポン

プカバー 38b 内の油路 38f を経由してドレーンされ、また遠心油圧補償油室 67 の作動油はオイルポンプカバー 38b 内の油路 38f を経由して或いはリターンスプリングシート 68 に設けられた図示しない油路からドレーンされる。

5 以上のように構成された変速機 10 では、たとえば、図 3 の係合作動表に示されるように、第 1 クラッチ C 1、第 2 クラッチ C 2、第 3 クラッチ C 3、第 4 クラッチ C 4、第 1 ブレーキ B 1、第 2 ブレーキ B 2 のうちから選択された 2 つが同時に係合作動させられることにより、第 1 速ギヤ段（第 1 変速段）乃至第 8 速ギヤ段（第 8 変速段）のいずれか或いは第 1 後進ギヤ段（第 1 後進変速段）或いは第 2 後進ギヤ段（第 2 後進変速段）が選択的に成立させられ、略等比的に変化する変速比  $\gamma$ （＝入力軸回転速度  $N_{IN}$ ／出力歯車回転速度  $N_{OUT}$ ）が各ギヤ段毎  
10 に得られるようになっている。

すなわち、図 3 に示すように、第 1 クラッチ C 1 および第 2 ブレーキ B 2 の係合により、第 3 サンギヤ S 3 と第 1 リングギヤ R 1 との間、第 2 キャリア C A 2 および第 3 キャリア C A 3 とケース 1 2 との間がそれぞれ連結されることにより  
15 、変速比  $\gamma_1$  が最大値たとえば「4.495」である第 1 速ギヤ段が成立させられる。この第 1 速ギヤ段ではエンジン出力による車両駆動となるパワーオン走行時には第 2 ブレーキ B 2 の係合に替えて一方向クラッチ F 1 が自動係合される。従って、第 2 ブレーキ B 2 は例えば駆動輪 36 からの逆駆動力となるコースト走行時のエンジンプレーキ効果を得るために係合される。

20 また、第 1 クラッチ C 1 および第 1 ブレーキ B 1 の係合により、第 3 サンギヤ S 3 と第 1 リングギヤ R 1 との間、第 2 サンギヤ S 2 とケース 1 1 との間がそれぞれ連結されることにより、変速比  $\gamma_2$  が第 1 速ギヤ段よりも小さい値たとえば「2.697」程度である第 2 速ギヤ段が成立させられる。

また、第 1 クラッチ C 1 および第 3 クラッチ C 3 の係合により、第 3 サンギヤ  
25 S 3 と第 1 リングギヤ R 1 との間、第 2 サンギヤ S 2 と第 1 リングギヤ R 1 との間がそれぞれ連結されることにより、変速比  $\gamma_3$  が第 2 速ギヤ段よりも小さい値たとえば「1.864」程度である第 3 速ギヤ段が成立させられる。

また、第 1 クラッチ C 1 および第 4 クラッチ C 4 の係合により、第 3 サンギヤ

S 3 と第 1 リングギヤ R 1 との間、第 2 サンギヤ S 2 と第 1 キャリア C A 1 との間がそれぞれ連結されることにより、変速比  $\gamma_4$  が第 3 速ギヤ段よりも小さい値たとえば「1. 4 7 1」程度である第 4 速ギヤ段が成立させられる。

5 また、第 1 クラッチ C 1 および第 2 クラッチ C 2 の係合により、第 3 サンギヤ S 3 と第 1 リングギヤ R 1 との間、第 2 キャリア C A 2 および第 3 キャリア C A 3 と入力軸 1 2 との間がそれぞれ連結されることにより、変速比  $\gamma_5$  が第 4 速ギヤ段よりも小さい値たとえば「1. 2 3 8」程度である第 5 速ギヤ段が成立させられる。

10 また、第 2 クラッチ C 2 および第 4 クラッチ C 4 の係合により、第 2 キャリア C A 2 および第 3 キャリア C A 3 と入力軸 1 2 との間、第 2 サンギヤ S 2 と第 1 キャリア C A 1 との間がそれぞれ連結されることにより、変速比  $\gamma_6$  が第 5 速ギヤ段よりも小さい値たとえば「1. 0 0 0」程度である第 6 速ギヤ段が成立させられる。

15 また、第 2 クラッチ C 2 および第 3 クラッチ C 3 の係合により、第 2 キャリア C A 2 および第 3 キャリア C A 3 と入力軸 1 2 との間、第 2 サンギヤ S 2 と第 1 リングギヤ R 1 との間がそれぞれ連結されることにより、変速比  $\gamma_7$  が第 6 速ギヤ段よりも小さい値たとえば「0. 8 2 3」である第 7 速ギヤ段が成立させられる。

20 また、第 2 クラッチ C 2 および第 1 ブレーキ B 1 の係合により、第 2 キャリア C A 2 および第 3 キャリア C A 3 と入力軸 1 2 との間、第 2 サンギヤ S 2 とケース 1 1 との間がそれぞれ連結されることにより、変速比  $\gamma_8$  が第 7 速ギヤ段よりも小さい値たとえば「0. 6 8 3」である第 8 速ギヤ段が成立させられる。

25 また、第 3 クラッチ C 3 および第 2 ブレーキ B 2 の係合により、第 2 サンギヤ S 2 と第 1 リングギヤ R 1 との間、第 2 キャリア C A 2 および第 3 キャリア C A 3 とケース 1 2 との間がそれぞれ連結されることにより、変速比  $\gamma_{R1}$  が第 1 速ギヤ段と第 2 速ギヤ段との間の値たとえば「4. 0 2 2」である第 1 後進ギヤ段が成立させられる。

また、第 4 クラッチ C 4 および第 2 ブレーキ B 2 の係合により、第 2 サンギヤ

S 2 と第 1 キャリア C A 1 との間、第 2 キャリア C A 2 および第 3 キャリア C A 3 とケース 1 2 との間がそれぞれ連結されることにより、変速比  $\gamma_{R2}$  が第 2 速ギヤ段と第 3 速ギヤ段との間の値たとえば「2. 1 5 8」である第 2 後進ギヤ段が成立させられる。第 1 遊星歯車装置 1 5 のギヤ比  $\rho_1$ 、第 2 遊星歯車装置 1 7 のギヤ比  $\rho_2$ 、第 3 遊星歯車装置 1 8 のギヤ比  $\rho_3$  は、上記のような変速比が得られるように設定されているのである。

変速機 1 0 において、第 1 速ギヤ段の変速比  $\gamma_1$  と第 2 速ギヤ段の変速比  $\gamma_2$  との比 ( $=\gamma_1 / \gamma_2$ ) が「1. 6 6 7」とされ、第 2 速ギヤ段の変速比  $\gamma_2$  と第 3 速ギヤ段の変速比  $\gamma_3$  との比 ( $=\gamma_2 / \gamma_3$ ) が「1. 4 4 7」とされ、第 3 速ギヤ段の変速比  $\gamma_3$  と第 4 速ギヤ段の変速比  $\gamma_4$  との比 ( $=\gamma_3 / \gamma_4$ ) が「1. 2 6 7」とされ、第 4 速ギヤ段の変速比  $\gamma_4$  と第 5 速ギヤ段の変速比  $\gamma_5$  との比 ( $=\gamma_4 / \gamma_5$ ) が「1. 1 8 8」とされ、第 5 速ギヤ段の変速比  $\gamma_5$  と第 6 速ギヤ段の変速比  $\gamma_6$  との比 ( $=\gamma_5 / \gamma_6$ ) が「1. 2 3 8」とされ、第 6 速ギヤ段の変速比  $\gamma_6$  と第 7 速ギヤ段の変速比  $\gamma_7$  との比 ( $=\gamma_6 / \gamma_7$ ) が「1. 2 1 5」とされ、第 7 速ギヤ段の変速比  $\gamma_7$  と第 8 速ギヤ段の変速比  $\gamma_8$  との比 ( $=\gamma_7 / \gamma_8$ ) が「1. 2 0 5」とされ、各変速比  $\gamma$  が略等比的に変化させられている。また、変速機 1 0 において、第 1 速ギヤ段の変速比  $\gamma_1$  と第 8 速ギヤ段の変速比  $\gamma_8$  との比である変速比幅 ( $=\gamma_1 / \gamma_8$ ) が比較的大きな値すなわち「6. 5 7 8」とされている。

図 4 は、変速機 1 0 において、ギヤ段毎に連結状態が異なる各回転要素の回転速度の相対関係を直線上で表すことができる共線図を示している。図 4 の共線図は、各遊星歯車装置 1 5、1 7、1 8 のギヤ比  $\rho$  の関係を示す横軸と、相対的回転速度を示す縦軸とから成る二次元座標であり、3 本の横線のうちの下側の横線 X 1 が回転速度零を示し、その上側の横線 X 2 が回転速度「1. 0」すなわち第 1 中間出力経路の回転速度を示し、さらに横線 X 1 と横線 X 2 との間の横線 X G が第 1 遊星歯車装置 1 5 のギヤ比  $\rho_1$  に応じて第 1 中間出力経路に対して減速回転させられる第 2 中間出力経路の回転速度「 $N_G$ 」すなわち回転速度「0. 5 3 7」を示している。

また、第1変速部14の各縦線は、左側から順番に各回転要素である第1サンギヤS1、第1リングギヤR1、第1キャリアCA1を表しており、それらの間隔は第1遊星歯車装置15のギヤ比 $\rho_1$ に応じて定められている。さらに、第2変速部16の4本の縦線Y1乃至Y4は、左から順に、第1回転要素RE1に対応する第2サンギヤS2を、第2回転要素RE2に対応し且つ相互に連結された第2キャリアCA2および第3キャリアCA3を、第3回転要素RE3に対応し且つ相互に連結された第2リングギヤR2および第3リングギヤR3を、第4回転要素RE4に対応する第3サンギヤS3をそれぞれ表し、それらの間隔は第2遊星歯車装置17のギヤ比 $\rho_2$ 、第3遊星歯車装置18のギヤ比 $\rho_3$ に応じて定められている。共線図の縦軸間の関係においてサンギヤとキャリアとの間が「1」に対応する間隔とされるとキャリアとリングギヤとの間が遊星歯車装置のギヤ比 $\rho$ に対応する間隔とされ、図4の第1変速部14では第1サンギヤS1および第1キャリアCA1の各回転要素に対応する縦線間が「1」に対応する間隔に設定され、第2変速部16では、縦線Y1と縦線Y2との間が「1」に対応する間隔に設定され他の縦軸間の間隔は上記縦軸間の関係に基づいてそれぞれ設定されている。上記に示すように第2変速部16の回転要素としては、第2遊星歯車装置17の第2サンギヤS2、第2キャリアCA2、および第2リングギヤR2、第3遊星歯車装置18の第3サンギヤS3、第3キャリアCA3、および第3リングギヤR3の一部が単独で或いは互いに連結されることにより、共線図において一（左）端から他（右）端に向かって順番に4つの第1回転要素RE1、第2回転要素RE2、第3回転要素RE3、第4回転要素RE4が構成されている。

図4の共線図を利用して表現すれば、本実施例の変速機10は、第1変速部14において、第1遊星歯車装置15の3つの回転要素のうちの1つである第1キャリアCA1が伝達部材M1を介して入力軸12に連結され、他の1つである第1サンギヤS1がケース11に回転不能に固定され、残りの1つである第1リングギヤR1が伝達部材M2に連結されて、入力軸12の回転を第1中間出力経路とその第1中間出力経路に対して減速回転させられる第2中間出力経路とをそれぞれ介して第2変速部16へ出力するように構成される。

また、第2変速部16において、第1回転要素RE1(S2)は第4クラッチC4を介して第1中間出力経路に対応する第1キャリアCA1に選択的に連結されるとともに第3クラッチC3を介して第2中間出力経路に対応する第1リングギヤR1に選択的に連結されさらに第1ブレーキB1を介してケース11に選択的に連結され、第2回転要素RE2(CA2、CA3)は第2クラッチC2を介して第1中間出力経路に対応する入力軸12に選択的に連結されるとともに第2ブレーキB2を介してケース11に選択的に連結され、第3回転要素RE3(R2、R3)は出力歯車19に連結され、第4回転要素RE4(S3)は第1クラッチC1を介して第2中間出力経路に対応する第1リングギヤR1に選択的に連結されるように構成されている。

図4の共線図において、第1速ギヤ段では、第4回転要素RE4は第1クラッチC1の係合により第2中間出力経路に対応する伝達部材M2に連結されて回転速度「 $N_G$ 」とされ、第2回転要素RE2は第2ブレーキB2の係合によりケース11に連結されて回転速度「0」とされるので、縦線Y4と横線XGとの交点と縦線Y2と横線X1との交点とを結ぶ直線が縦線Y3と交差する点(1st)により、出力歯車19の回転速度が示される。

第2速ギヤ段では、第4回転要素RE4は第1クラッチC1の係合により伝達部材M2に連結されて回転速度「 $N_G$ 」とされ、第1回転要素RE1は第1ブレーキB1の係合によりケース11に連結されて回転速度「0」とされるので、縦線Y4と横線XGとの交点と縦線Y1と横線X1との交点とを結ぶ直線が縦線Y3と交差する点(2nd)により、出力歯車19の回転速度が示される。

第3速ギヤ段では、第4回転要素RE4は第1クラッチC1の係合により伝達部材M2に連結されて回転速度「 $N_G$ 」とされ、第1回転要素RE1は第3クラッチC3の係合により伝達部材M2に連結されて回転速度「 $N_G$ 」とされるので、縦線Y4と横線XGとの交点と縦線Y1と横線XGとの交点とを結ぶ直線が縦線Y3と交差する点(3rd)により、出力歯車19の回転速度が示される。

第4速ギヤ段では、第4回転要素RE4は第1クラッチC1の係合により伝達部材M2に連結されて回転速度「 $N_G$ 」とされ、第1回転要素RE1は第4クラ

ッチC 4の係合により第1中間出力経路に対応する伝達部材M 1に連結されて回転速度「1. 0」とされるので、縦線Y 4と横線X Gとの交点と縦線Y 1と横線X 2との交点とを結ぶ直線が縦線Y 3と交差する点(4th)により、出力歯車19の回転速度が示される。

5 第5速ギヤ段では、第4回転要素RE 4は第1クラッチC 1の係合により伝達部材M 2に連結されて回転速度「N<sub>G</sub>」とされ、第2回転要素RE 2は第2クラッチC 2の係合により伝達部材M 1に連結されて回転速度「1. 0」とされるので、縦線Y 4と横線X Gとの交点と縦線Y 2と横線X 2との交点とを結ぶ直線が縦線Y 3と交差する点(5th)により、出力歯車19の回転速度が示される。

10 第6速ギヤ段では、第2回転要素RE 2は第2クラッチC 2の係合により伝達部材M 1に連結されて回転速度「1. 0」とされ、第1回転要素RE 1は第4クラッチC 4の係合により伝達部材M 1に連結されて回転速度「1. 0」とされるので、縦線Y 2と横線X 2との交点と縦線Y 1と横線X 2との交点とを結ぶ直線が縦線Y 3と交差する点(6th)により、出力歯車19の回転速度が示される。

15 第7速ギヤ段では、第2回転要素RE 2は第2クラッチC 2の係合により伝達部材M 1に連結されて回転速度「1. 0」とされ、第1回転要素RE 1は第3クラッチC 3の係合により伝達部材M 2に連結されて回転速度「N<sub>G</sub>」とされるので、縦線Y 2と横線X 2との交点と縦線Y 1と横線X Gとの交点とを結ぶ直線が縦線Y 3と交差する点(7th)により、出力歯車19の回転速度が示される。

20 第8速ギヤ段では、第2回転要素RE 2は第2クラッチC 2の係合により伝達部材M 1に連結されて回転速度「1. 0」とされ、第1回転要素RE 1は第1ブレーキB 1の係合によりケース11に連結されて回転速度「0」とされるので、縦線Y 2と横線X 2との交点と縦線Y 1と横線X 1との交点とを結ぶ直線が縦線Y 3と交差する点(8th)により、出力歯車19の回転速度が示される。

25 第1後進ギヤ段では、第1回転要素RE 1は第3クラッチC 3の係合により伝達部材M 2に連結されて回転速度「N<sub>G</sub>」とされ、第2回転要素RE 2は第2ブレーキB 2の係合によりケース11に連結されて回転速度「0」とされるので、縦線Y 1と横線X Gとの交点と縦線Y 2と横線X 1との交点とを結ぶ直線が縦線



Y 3 と交差する点 (Rev 1) により、出力歯車 19 の負の回転速度が示される。

第 2 後進ギヤ段では、第 1 回転要素 R E 1 は第 4 クラッチ C 4 の係合により伝達部材 M 1 に連結されて回転速度「1. 0」とされ、第 2 回転要素 R E 2 は第 2 ブレーキ B 2 の係合によりケース 11 に連結されて回転速度「0」とされるので、縦線 Y 1 と横線 X 2 との交点と縦線 Y 2 と横線 X 1 との交点とを結ぶ直線が縦線 Y 3 と交差する点 (Rev 2) により、出力歯車 19 の負の回転速度が示される。

上述のように、本実施例によれば、3 組の第 1 遊星歯車装置 15、第 2 遊星歯車装置 17、第 3 遊星歯車装置 18、4 つのクラッチ C および 2 つのブレーキ B によって、変速比幅を比較的大きな値たとえば「6. 578」にとることができる前進 8 速が可能な変速機 10 が得られるとともに、第 1 変速部 14 と第 2 変速部 16 との間の空間に配置される出力歯車 19 と、第 1 軸心 12 c と平行な第 2 軸心 20 c を回転中心とするカウンタ軸 20 に配設されるドリブンギヤ 22 とが噛み合わされてカウンタギヤ対 21 が構成され、第 1 軸心 12 c および第 2 軸心 20 c が車両の幅方向となるように搭載されて F F 車両や R R 車両の横置きに用いられる小型に構成される変速機 10 が得られる。

また、本実施例によれば、第 3 軸心 30 c 上にかさ歯車式の差動歯車装置 32 が配設され、ドリブンギヤ 22 より小径であってカウンタ軸 20 に配設されるデフドライブピニオン 24 およびデフドライブピニオン 24 に噛み合わされるデフリングギヤ 34 を介してカウンタ軸 20 の回転が差動歯車装置 32 に伝達され、カウンタギヤ対 21 やデフドライブピニオン 24 およびデフリングギヤ 34 等の複数の減速装置を介してエンジン 6 からの回転駆動が駆動輪 36 に伝達されるので、エンジン出力に対する変速機 10 の容量が抑制されて変速機 10 のコンパクト化が実現し易くなる。

また、本実施例によれば、第 4 クラッチ C 4 が設けられて前進 8 段の多段変速が可能な変速機 10 が構成されるとともに、その第 4 クラッチ C 4 は第 1 遊星歯車装置 15 に対して第 2 遊星歯車装置 17 側とは反対側すなわち第 1 遊星歯車装置 15 とケースカバー 13 (オイルポンプ 38) との間の空間に第 1 遊星歯車装

置 1 5 に隣接するように配置されて第 1 キャリア C A 1 に連結され、さらにその第 4 クラッチ C 4 の摩擦部材 6 1 および摩擦部材 6 3 の内周側の空間内にはリターン springs シート 6 8 が配設されて第 1 軸心 1 2 c に直交する径方向において第 4 クラッチハブ 6 2 と重なるように遠心油圧補償油室 6 7 がリターン springs シート 6 8 と摩擦部材 6 1 および摩擦部材 6 3 に対して第 1 遊星歯車装置 1 5 の反対側に配置される第 4 クラッチピストン 6 5 との間に形成されているので、遠心油圧補償油室 6 7 が第 4 クラッチハブ 6 2 に対して第 1 軸心 1 2 c 方向にずれて形成されることに比較して変速機 1 0 の軸心特に第 1 軸心 1 2 c 方向の寸法増加が抑制されて F F 車両や R R 車両に用いられる小型に構成される変速機 1 0 が得られる。また、第 4 クラッチピストン 6 5 が摩擦部材 6 1 および摩擦部材 6 3 に対して第 1 遊星歯車装置 1 5 側とは反対側に配置されるので、第 4 クラッチ C 4 が第 1 遊星歯車装置 1 5 に隣接するように配置されることが可能となる。また、第 4 クラッチシリンダ 6 0 の径が第 3 クラッチピストン 5 1 の径より小さく構成される。

また、本実施例によれば、第 3 クラッチピストン 5 1 の内周側の空間内には第 4 クラッチシリンダ 6 0 が配置され、第 4 クラッチシリンダ 6 0 と第 3 クラッチピストン 5 1 との間にオイルシール 7 2 が設けられて第 4 クラッチシリンダ 6 0 は遠心油圧補償油室 7 0 の一部を第 3 クラッチピストン 5 1 と共に形成しているので、遠心油圧補償油室が独立して備えられることに比較して変速機 1 0 の軸心特に第 1 軸心 1 2 c 方向の寸法増加が抑制されて F F 車両や R R 車両に用いられる小型に構成される変速機 1 0 が得られる。

また、本実施例によれば、第 3 クラッチ C 3 の第 3 クラッチドラム 5 0 と第 3 クラッチピストン 5 1 との間に第 3 クラッチピストン 5 1 作動用の油室 5 2 が形成されるので、第 3 クラッチ C 3 のトルク容量となる第 3 クラッチピストン 5 1 の押圧力すなわちが第 3 クラッチピストン 5 1 作動用の油圧が大径面積で確保される。すなわち、入力軸 1 2 の回転速度が減速されて入力される第 3 クラッチ C 3 は、第 2 クラッチ C 2 および第 4 クラッチ C 4 に比較してより大きなトルク容量が必要とされるので、そのトルク容量が第 3 クラッチピストン 5 1 の大径面積

で確保される。

また、同じく入力軸 12 の回転速度が減速されて入力される第 1 クラッチ C 1 と同程度のトルク容量が必要である第 3 クラッチ C 3 のトルク容量が第 3 クラッチピiston 51 の大径面積で確保されるので、第 1 クラッチ C 1 と第 3 クラッチ C 3 とのバランスがよいまま第 4 クラッチ C 4 が設けられて前進 8 段の多段変速が可能な変速機 10 が構成される。

また、本実施例によれば、第 3 クラッチ C 3 および第 2 ブレーキ B 2 が係合させられることによって第 1 後進変速段が成立させられ、第 4 クラッチ C 4 および第 2 ブレーキ B 2 が係合させられることによって第 2 後進変速段が成立させられるので、前進 8 段と後進 2 段の変速ギヤ段が得られる。

また、本実施例によれば、シングルピニオン型の第 2 遊星歯車装置 17 およびダブルピニオン型の第 3 遊星歯車装置 18 は、ラビニヨ型の遊星歯車列とされているので、変速機 10 の軸心特に第 1 軸心 12c 方向の寸法が短縮される。

以上、本発明の実施例を図面に基づいて詳細に説明したが、本発明はその他の態様においても適用される。

たとえば、前述の実施例の変速機 10 では、前進 8 速の変速段が成立させられる前進 8 段の多段変速が可能な多段変速機が構成されたが、第 1 変速段～第 8 変速段のうちのいずれか複数の変速段を備える変速機が構成されればよい。例えば、第 1 変速段～第 8 変速段のうちのいずれか 1 つを除いた 7 つの変速段例えば第 1 変速段乃至第 7 変速段或いは第 2 変速段乃至第 8 変速段を備える前進 7 段のみの多段変速が可能な多段変速機が構成されてもよい。

また、前述の実施例でのカウンタギヤ対 21 に替えて、例えば第 1 軸心 12c 上に配設された出力回転部材としてスプロケットと第 2 軸心 20c に配設された動力伝達部材としてスプロケットとがそれらスプロケットに巻き掛けられたチェーンにより作動的に連結されて、出力歯車 19 からの動力が左右の駆動輪 36 に伝達されるようにしてもよい。また、スプロケットおよびそれらスプロケットに巻き掛けられたチェーンに替えて、例えばプーリおよびベルトなどで構成されてもよい。また、出力回転部材としてのスプロケットとデフリングギヤ 34 として

の sprocket とそれら sprocket に巻き掛けられたチェーンとにより出力回転部材と差動歯車装置 32 とが作動的に連結されて出力回転部材からの動力が左右の駆動輪 36 に伝達されるようにしてもよい。

また、前述の実施例では、第 1 変速部 14 と第 2 変速部 16 との間に出力歯車 19 が備えられていたが、必ずしも第 1 変速部 14 と第 2 変速部 16 との間に設けられなくてもよい。例えば、第 2 変速部 16 に対して第 1 変速部 14 側とは反対側に設けられてもよい。

また、前述の実施例の変速機 10 では、エンジン 6 とトルクコンバータ 8 とはクランク軸 7 を介して直結されていたが、たとえばギヤ、ベルト等を介して作動的に連結されておればよく、共通の軸心上に配置される必要もない。また、エンジン 6 は他の駆動力源たとえば電動モータ等であってもよい。

また、前述の実施例の変速機 10 では、第 2 遊星歯車 P2 は第 2 遊星歯車装置 17 側と第 3 遊星歯車装置 18 側とで異なる径（歯数）であってもよい。また、第 2 遊星歯車装置 17 および第 3 遊星歯車装置 18 は、ラビニヨ型の遊星歯車列であったが、例えば第 2 リングギヤ R2 および第 3 リングギヤ R3 が共通の部品にて構成されてなくともよい。

また、前述の実施例の変速機 10 では、第 2 ブレーキ B2 と平行に一方向クラッチ F1 が設けられていたが、一方向クラッチ F1 は必ずしも設けられなくてもよい。この場合には、パワーオン走行時もコースト走行時と同様に第 1 クラッチ C1 および第 2 ブレーキ B2 の係合により、第 1 速ギヤ段が成立させられる。また、第 1 クラッチ C1 乃至第 4 クラッチ C4、第 1 ブレーキ B1、第 2 ブレーキ B2 のうちのいずれかには、一方向クラッチが直列または並列に設けられてもよい。このようにすれば、変速制御が容易となる。また、第 1 クラッチ C1 乃至第 4 クラッチ C4、第 1 ブレーキ B1、第 2 ブレーキ B2 のうちのいずれかが一方向クラッチに取り替えられてもよい。このようにしても一応の変速が得られる。

また、前述の実施例では、エンジン 6 と入力軸 12 との間に流体伝動装置としてロックアップクラッチ付のトルクコンバータ 8 が設けられていたが、ロックアップクラッチは備えられてなくともよい。また、そのトルクコンバータ 8 に替え

て、フルードカップリング、磁粉式電磁クラッチ、多板或いは単板式の油圧クラッチが設けられていてもよい。

また、前述の実施例の共線図は、縦線Y 1乃至Y 4が左から右へ向かって順次配列されていたが、右から左へ向かって順次配列されていてもよい。また、回転

5 速度零に対応する横軸X 1の上側に回転速度「1」に対応する横軸X 2が配置されていたが、横軸X 1の下側に配置されていてもよい。

なお、上述したのはあくまでも一実施形態であり、本発明は当業者の知識に基づいて種々の変更、改良を加えた態様で実施することができる。

10

15

20

25

## 請 求 の 範 囲

1. 第1軸心上に同心に配置される第1変速部および第2変速部を備え、駆動力  
源により第1軸心まわりに回転駆動される入力回転部材の回転を該第1変速部を  
5 介して該第2変速部へ伝達し、該第1軸心まわりに回転する出力回転部材から駆  
動輪へ出力する形式の車両用遊星歯車式多段変速機であって、

前記入力回転部材と前記第1中間出力経路とに連結される第1キャリア、該第  
1中間出力経路よりも大きい変速比で該入力回転部材の回転を減速して出力する  
第2中間出力経路に連結される第1リングギヤ、および非回転部材に連結される  
10 第1サンギヤを有するダブルピニオン型の第1遊星歯車装置を備える第1変速部  
と、

第2遊星歯車装置および第3遊星歯車装置のサンギヤ、キャリア、およびリン  
グギヤの一部が互いに連結されることによって4つの回転要素が構成されるとと  
もに、該4つの回転要素の回転速度を直線上で表すことができる共線図上におい  
15 て該4つの回転要素を一端から他端へ向かって順番に第1回転要素、第2回転要  
素、第3回転要素および第4回転要素としたとき、該第1回転要素は第4クラッ  
チを介して前記第1中間出力経路に選択的に連結されるとともに第3クラッチを  
介して前記第2中間出力経路に選択的に連結されさらに第1ブレーキを介して非  
回転部材に選択的に連結され、該第2回転要素は第2クラッチを介して前記第1  
20 中間出力経路に選択的に連結されるとともに第2ブレーキを介して非回転部材に  
選択的に連結され、該第3回転要素は前記出力回転部材に連結され、該第4回転  
要素は第1クラッチを介して前記第2中間出力経路に選択的に連結される第2変  
速部とを、備えている一方、

前記第1軸心に平行な第2軸心上に回転可能に配設されるとともに前記出力回  
25 転部材に作動的に連結されて該出力回転部材からの動力を前記駆動輪へ伝達する  
動力伝達部材をさらに備え、

前記第1軸心および第2軸心が車両の幅方向となるように搭載されることを特  
徴とする車両用遊星歯車式多段変速機。

2. 第1軸心上に同心に配置される第1変速部および第2変速部を備え、駆動力源により第1軸心まわりに回転駆動される入力回転部材の回転を該第1変速部を介して該第2変速部へ伝達し、該第1軸心まわりに回転する出力回転部材から駆動輪へ出力する形式の車両用遊星歯車式多段変速機であって、

5 前記入力回転部材と前記第1中間出力経路とに連結される第1キャリア、該第1中間出力経路よりも大きい変速比で該入力回転部材の回転を減速して出力する第2中間出力経路に連結される第1リングギヤ、および非回転部材に連結される第1サンギヤを有するダブルピニオン型の第1遊星歯車装置を備える第1変速部と、

10 第2サンギヤ、第2キャリア、および第2リングギヤを備えたシングルピニオン型の第2遊星歯車装置と、第3サンギヤ、第3キャリア、および第3リングギヤを備えたダブルピニオン型の第3遊星歯車装置とを含み、該第2サンギヤは第4クラッチを介して前記第1中間出力経路に選択的に連結されるとともに第3クラッチを介して前記第2中間出力経路に選択的に連結されさらに第1ブレーキを介して非回転部材に選択的に連結され、該第2キャリアと該第3キャリアとは共通の部材で構成されて第2クラッチを介して前記第1中間出力経路に選択的に連結されるとともに第2ブレーキを介して非回転部材に選択的に連結され、該第2リングギヤと該第3リングギヤとは共通の部材で構成されて前記出力回転部材に連結され、該第3サンギヤは第1クラッチを介して前記第2中間出力経路に選択的に連結される第2変速部とを、備えている一方、

前記第1軸心に平行な第2軸心上に回転可能に配設されるとともに前記出力回転部材に作動的に連結されて該出力回転部材からの動力を前記駆動輪へ伝達する動力伝達部材をさらに備え、

25 前記第1軸心および第2軸心が車両の幅方向となるように搭載されることを特徴とする車両用遊星歯車式多段変速機。

3. 前記第1クラッチ、および前記第2ブレーキ或いは一方向クラッチに係合させられることによって成立する最も大きい変速比の第1変速段と、

前記第1クラッチおよび前記第1ブレーキに係合させられることによって成立

する前記第1変速段よりも変速比が小さい第2変速段と、

前記第1クラッチおよび前記第3クラッチに係合させられることによって成立する前記第2変速段よりも変速比が小さい第3変速段と、

前記第1クラッチおよび前記第4クラッチに係合させられることによって成立する前記第3変速段よりも変速比が小さい第4変速段と、

前記第1クラッチおよび前記第2クラッチに係合させられることによって成立する前記第4変速段よりも変速比が小さい第5変速段と、

前記第2クラッチおよび前記第4クラッチに係合させられることによって成立する前記第5変速段よりも変速比が小さい第6変速段と、

前記第2クラッチおよび前記第3クラッチに係合させられることによって成立する前記第6変速段よりも変速比が小さい第7変速段と、

前記第2クラッチおよび前記第1ブレーキに係合させられることによって成立する前記第7変速段よりも変速比が小さい第8変速段とのうちのいずれか複数の変速段を備える変速機が構成されるものである請求項1または2の車両用遊星歯車式多段変速機。

4. 前記第1遊星歯車装置、前記第2遊星歯車装置、前記第3遊星歯車装置は、その順に前記第1軸心上に同心に配置され、

前記第4クラッチは、該第1遊星歯車装置に対して該第2遊星歯車装置側とは反対側に配置されて前記第1キャリアに連結されるものである請求項1乃至3のいずれかの車両用遊星歯車式多段変速機。

5. 前記第1遊星歯車装置に対して前記第2遊星歯車装置側とは反対側の前記第1軸心上に同心に配置されて前記駆動力源により回転駆動されることにより前記クラッチおよびブレーキの係合作動のための作動油を供給するためのオイルポンプを備え、

前記第4クラッチは、前記第1遊星歯車装置と該オイルポンプとの間の空間に配置されるものである請求項4の車両用遊星歯車式多段変速機。

6. 前記第1遊星歯車装置の第1サンギヤが連結される前記非回転部材は、円筒形状を有して前記入力回転部材の外周側に配設されたものであり、



前記第4クラッチは、該非回転部材の外周側の空間に配置されるものである請求項4または5の車両用遊星歯車式多段変速機。

7. 前記第4クラッチの摩擦部材を押圧して該第4クラッチに係合させるための第4クラッチピストンは、該第4クラッチの摩擦部材に対して前記第1遊星歯車装置側とは反対側に配置されるものである請求項4乃至6のいずれかの車両用遊星歯車式多段変速機。

8. 前記第4クラッチピストンは、前記第4クラッチの摩擦部材に対して前記オイルポンプ側に配置されるものである請求項5乃至7のいずれかの車両用遊星歯車式多段変速機。

9. 前記第4クラッチピストンの遠心油圧補償油室を備え、  
該遠心油圧補償油室は前記第4クラッチの摩擦部材の内周側の空間内に設けられるものである請求項4乃至8のいずれかの車両用遊星歯車式多段変速機。

10. 前記第3クラッチの摩擦部材は前記第1リングギヤの外周側に配置され、該第3クラッチの摩擦部材を押圧して該第3クラッチに係合させるための第3クラッチピストンの内周側の空間内には前記第4クラッチの第4シリンダが配置され、該第3クラッチピストンと該第4シリンダとの間にオイルシールが設けられているものである請求項4乃至9のいずれかの車両用遊星歯車式多段変速機。

11. 前記第3クラッチの第3クラッチドラムと前記第3クラッチピストンとの間に該第3クラッチピストン作動用の油室が形成されるものである請求項4乃至10のいずれかの車両用遊星歯車式多段変速機。

12. 前記出力回転部材は第1軸心上で前記第1変速部と前記第2変速部との間に配置されるものである請求項1乃至11のいずれかの車両用遊星歯車式多段変速機。

13. 前記第2遊星歯車装置および第3遊星歯車装置は、ラビニヨ型の遊星歯車列である請求項1乃至12のいずれかの車両用遊星歯車式多段変速機。

14. 第3遊星歯車装置はダブルピニオン型の遊星歯車装置である請求項1、および請求項3乃至13のいずれかの車両用遊星歯車式多段変速機。

## 補正書の請求の範囲

[2005年7月25日(25.07.2005)国際事務局受理:出願当初の請求の範囲2-4、8、9及び11-13は補正された;出願当初の請求の範囲1、14は取り下げられた;新しい請求の範囲15-22が加えられた;他の請求の範囲は変更なし。

(6頁)]

1. (削除)

2. (補正後) 第1軸心上に同心に配置される第1変速部および第2変速部を備え、駆動力源により第1軸心まわりに回転駆動される入力回転部材の回転を該第1変速部から第1中間出力経路と該第1中間出力経路よりも大きい変速比で該入力回転部材の回転を減速して出力する第2中間出力経路とを介して該第2変速部へ伝達し、該第1軸心まわりに回転する出力回転部材から駆動輪へ出力する形式の車両用遊星歯車式多段変速機であって、

前記入力回転部材と前記第1中間出力経路とに連結される第1キャリア、前記第2中間出力経路に連結される第1リングギヤ、および非回転部材に連結される第1サンギヤを有するダブルピニオン型の第1遊星歯車装置を備える第1変速部と、

第2サンギヤ、第2キャリア、および第2リングギヤを備えたシングルピニオン型の第2遊星歯車装置と、第3サンギヤ、第3キャリア、および第3リングギヤを備えたダブルピニオン型の第3遊星歯車装置とを含み、該第2サンギヤは第4クラッチを介して前記第1中間出力経路に選択的に連結されるとともに第3クラッチを介して前記第2中間出力経路に選択的に連結されさらに第1ブレーキを介して非回転部材に選択的に連結され、該第2キャリアと該第3キャリアとは共通の部材で構成されて第2クラッチを介して前記第1中間出力経路に選択的に連結されるとともに第2ブレーキを介して非回転部材に選択的に連結され、該第2リングギヤと該第3リングギヤとは共通の部材で構成されて前記出力回転部材に連結され、該第3サンギヤは第1クラッチを介して前記第2中間出力経路に選択的に連結される第2変速部とを、備えている一方、

前記第1軸心に平行な第2軸心上に回転可能に配設されるとともに前記出力回転部材に作動的に連結されて該出力回転部材からの動力を前記駆動輪へ伝達する動力伝達部材をさらに備え、

前記第1軸心および第2軸心が車両の幅方向となるように搭載されることを特

徴とする車両用遊星歯車式多段変速機。

3. (補正後) 前記第1クラッチ、および前記第2ブレーキ或いは一方向クラッチが係合させられることによって成立する最も大きい変速比の第1変速段と、

5 前記第1クラッチおよび前記第1ブレーキが係合させられることによって成立する前記第1変速段よりも変速比が小さい第2変速段と、

前記第1クラッチおよび前記第3クラッチが係合させられることによって成立する前記第2変速段よりも変速比が小さい第3変速段と、

前記第1クラッチおよび前記第4クラッチが係合させられることによって成立する前記第3変速段よりも変速比が小さい第4変速段と、

10 前記第1クラッチおよび前記第2クラッチが係合させられることによって成立する前記第4変速段よりも変速比が小さい第5変速段と、

前記第2クラッチおよび前記第4クラッチが係合させられることによって成立する前記第5変速段よりも変速比が小さい第6変速段と、

15 前記第2クラッチおよび前記第3クラッチが係合させられることによって成立する前記第6変速段よりも変速比が小さい第7変速段と、

前記第2クラッチおよび前記第1ブレーキが係合させられることによって成立する前記第7変速段よりも変速比が小さい第8変速段とのうちのいずれか複数の変速段を備えるものである請求項2の車両用遊星歯車式多段変速機。

20 4. (補正後) 第1軸心上に同心に配置される第1変速部および第2変速部を備え、駆動力源により第1軸心まわりに回転駆動される入力回転部材の回転を該第1変速部から第1中間出力経路と該第1中間出力経路よりも大きい変速比で該入力回転部材の回転を減速して出力する第2中間出力経路とを介して該第2変速部へ伝達し、該第1軸心まわりに回転する出力回転部材から駆動輪へ出力する形式の車両用遊星歯車式多段変速機であって、

25 前記入力回転部材と前記第1中間出力経路とに連結される第1キャリア、前記第2中間出力経路に連結される第1リングギヤ、および非回転部材に連結される第1サンギヤを有するダブルピニオン型の第1遊星歯車装置を備える第1変速部と、

第2遊星歯車装置および第3遊星歯車装置のサンギヤ、キャリア、およびリングギヤの一部が互いに連結されることによって4つの回転要素が構成されるとともに、該4つの回転要素の回転速度を直線上で表すことができる共線図上において該4つの回転要素を一端から他端へ向かって順番に第1回転要素、第2回転要素、第3回転要素および第4回転要素としたとき、該第1回転要素は第4クラッチを介して前記第1中間出力経路に選択的に連結されるとともに第3クラッチを介して前記第2中間出力経路に選択的に連結されさらに第1ブレーキを介して非回転部材に選択的に連結され、該第2回転要素は第2クラッチを介して前記第1中間出力経路に選択的に連結されるとともに第2ブレーキを介して非回転部材に選択的に連結され、該第3回転要素は前記出力回転部材に連結され、該第4回転要素は第1クラッチを介して前記第2中間出力経路に選択的に連結される第2変速部とを、備えている一方、

前記第1軸心に平行な第2軸心上に回転可能に配設されるとともに前記出力回転部材に作動的に連結されて該出力回転部材からの動力を前記駆動輪へ伝達する動力伝達部材をさらに備え、

前記第1軸心および第2軸心が車両の幅方向となるように搭載され、

前記第1遊星歯車装置、前記第2遊星歯車装置、前記第3遊星歯車装置は、その順に前記第1軸心上に同心に配置され、

前記第4クラッチは、該第1遊星歯車装置に対して該第2遊星歯車装置側とは反対側に配置されて前記第1キャリアに連結されることを特徴とする車両用遊星歯車式多段変速機。

5. (補正なし) 前記第1遊星歯車装置に対して前記第2遊星歯車装置側とは反対側の前記第1軸心上に同心に配置されて前記駆動力源により回転駆動されることにより前記クラッチおよびブレーキの係合作動のための作動油を供給するためのオイルポンプを備え、

前記第4クラッチは、前記第1遊星歯車装置と該オイルポンプとの間の空間に配置されるものである請求項4の車両用遊星歯車式多段変速機。

6. (補正なし) 前記第1遊星歯車装置の第1サンギヤが連結される前記非回転

部材は、円筒形状を有して前記入力回転部材の外周側に配設されたものであり、

前記第 4 クラッチは、該非回転部材の外周側の空間に配置されるものである請求項 4 または 5 の車両用遊星歯車式多段変速機。

5 7. (補正なし) 前記第 4 クラッチの摩擦部材を押圧して該第 4 クラッチに係合させるための第 4 クラッチピストンは、該第 4 クラッチの摩擦部材に対して前記第 1 遊星歯車装置側とは反対側に配置されるものである請求項 4 乃至 6 のいずれかの車両用遊星歯車式多段変速機。

10 8. (補正後) 前記第 4 クラッチピストンは、前記第 4 クラッチの摩擦部材に対して前記オイルポンプ側に配置されるものである請求項 7 の車両用遊星歯車式多段変速機。

9. (補正後) 前記第 4 クラッチピストンの遠心油圧補償油室を備え、

該遠心油圧補償油室は前記第 4 クラッチの摩擦部材の内周側の空間内に設けられるものである請求項 7 または 8 の車両用遊星歯車式多段変速機。

15 10. (補正なし) 前記第 3 クラッチの摩擦部材は前記第 1 リングギヤの外周側に配置され、該第 3 クラッチの摩擦部材を押圧して該第 3 クラッチに係合させるための第 3 クラッチピストンの内周側の空間内には前記第 4 クラッチの第 4 シリンダが配置され、該第 3 クラッチピストンと該第 4 シリンダとの間にオイルシールが設けられているものである請求項 4 乃至 9 のいずれかの車両用遊星歯車式多段変速機。

20 11. (補正後) 前記第 3 クラッチの第 3 クラッチドラムと前記第 3 クラッチピストンとの間に該第 3 クラッチピストン作動用の油室が形成されるものである請求項 10 の車両用遊星歯車式多段変速機。

25 12. (補正後) 前記出力回転部材は第 1 軸心上で前記第 1 変速部と前記第 2 変速部との間に配置されるものである請求項 2 又は 3 の車両用遊星歯車式多段変速機。

13. (補正後) 前記第 2 遊星歯車装置および第 3 遊星歯車装置は、ラビニヨ型の遊星歯車列である請求項 2 又は 3 の車両用遊星歯車式多段変速機。

1 4. (削除)

1 5. (追加) 前記第 4 クラッチピストンを押圧するための作動油が供給される油室は、前記第 4 クラッチの摩擦部材の内周側の空間に設けられるものである請求項 7 又は 8 の車両用遊星歯車式多段変速機。

5 1 6. (追加) 前記遠心油圧補償油室は、リターンスプリングシートと前記第 4 クラッチピストンとの間に形成されるものである請求項 9 の車両用遊星歯車式多段変速機。

1 7. (追加) 前記遠心油圧補償油室の作動油は、オイルポンプカバー内の油路を経由してドレーンされる請求項 9 又は 1 6 の車両用遊星歯車式多段変速機。

10 1 8. (追加) 前記出力回転部材は第 1 軸心上で前記第 1 変速部と前記第 2 変速部との間に配置されるものである請求項 4 乃至 1 7 のいずれかの車両用遊星歯車式多段変速機。

1 9. (追加) 前記第 2 遊星歯車装置および第 3 遊星歯車装置は、ラビニヨ型の遊星歯車列である請求項 4 乃至 1 8 のいずれかの車両用遊星歯車式多段変速機。

15

2 0. (追加) 前記第 3 遊星歯車装置はダブルピニオン型の遊星歯車装置である請求項 4 乃至 1 9 のいずれかの車両用遊星歯車式多段変速機。

2 1. (追加) 前記第 2 遊星歯車装置は、第 2 サンギヤ、第 2 キャリア、および第 2 リングギヤを備えたシングルピニオン型の遊星歯車装置であり、

20 前記第 3 遊星歯車装置は、第 3 サンギヤ、第 3 キャリア、および第 3 リングギヤを備えたダブルピニオン型の遊星歯車装置であり、

25 該第 2 サンギヤは第 4 クラッチを介して前記第 1 中間出力経路に選択的に連結されるとともに第 3 クラッチを介して前記第 2 中間出力経路に選択的に連結されさらに第 1 ブレーキを介して非回転部材に選択的に連結され、該第 2 キャリアと該第 3 キャリアとは共通の部材で構成されて第 2 クラッチを介して前記第 1 中間出力経路に選択的に連結されるとともに第 2 ブレーキを介して非回転部材に選択的に連結され、該第 2 リングギヤと該第 3 リングギヤとは共通の部材で構成されて前記出力回転部材に連結され、該第 3 サンギヤは第 1 クラッチを介して前記第

2 中間出力経路に選択的に連結されている請求項 4 乃至 20 のいずれかの車両用遊星歯車式多段変速機。

22. (追加) 前記第 1 クラッチ、および前記第 2 ブレーキ或いは一方向クラッチが係合させられることによって成立する最も大きい変速比の第 1 変速段と、

5 前記第 1 クラッチおよび前記第 1 ブレーキが係合させられることによって成立する前記第 1 変速段よりも変速比が小さい第 2 変速段と、

前記第 1 クラッチおよび前記第 3 クラッチが係合させられることによって成立する前記第 2 変速段よりも変速比が小さい第 3 変速段と、

10 前記第 1 クラッチおよび前記第 4 クラッチが係合させられることによって成立する前記第 3 変速段よりも変速比が小さい第 4 変速段と、

前記第 1 クラッチおよび前記第 2 クラッチが係合させられることによって成立する前記第 4 変速段よりも変速比が小さい第 5 変速段と、

前記第 2 クラッチおよび前記第 4 クラッチが係合させられることによって成立する前記第 5 変速段よりも変速比が小さい第 6 変速段と、

15 前記第 2 クラッチおよび前記第 3 クラッチが係合させられることによって成立する前記第 6 変速段よりも変速比が小さい第 7 変速段と、

前記第 2 クラッチおよび前記第 1 ブレーキが係合させられることによって成立する前記第 7 変速段よりも変速比が小さい第 8 変速段とのうちのいずれか複数の変速段を備えるものである請求項 4 乃至 21 のいずれかの車両用遊星歯車式多段  
20 変速機。

図 1

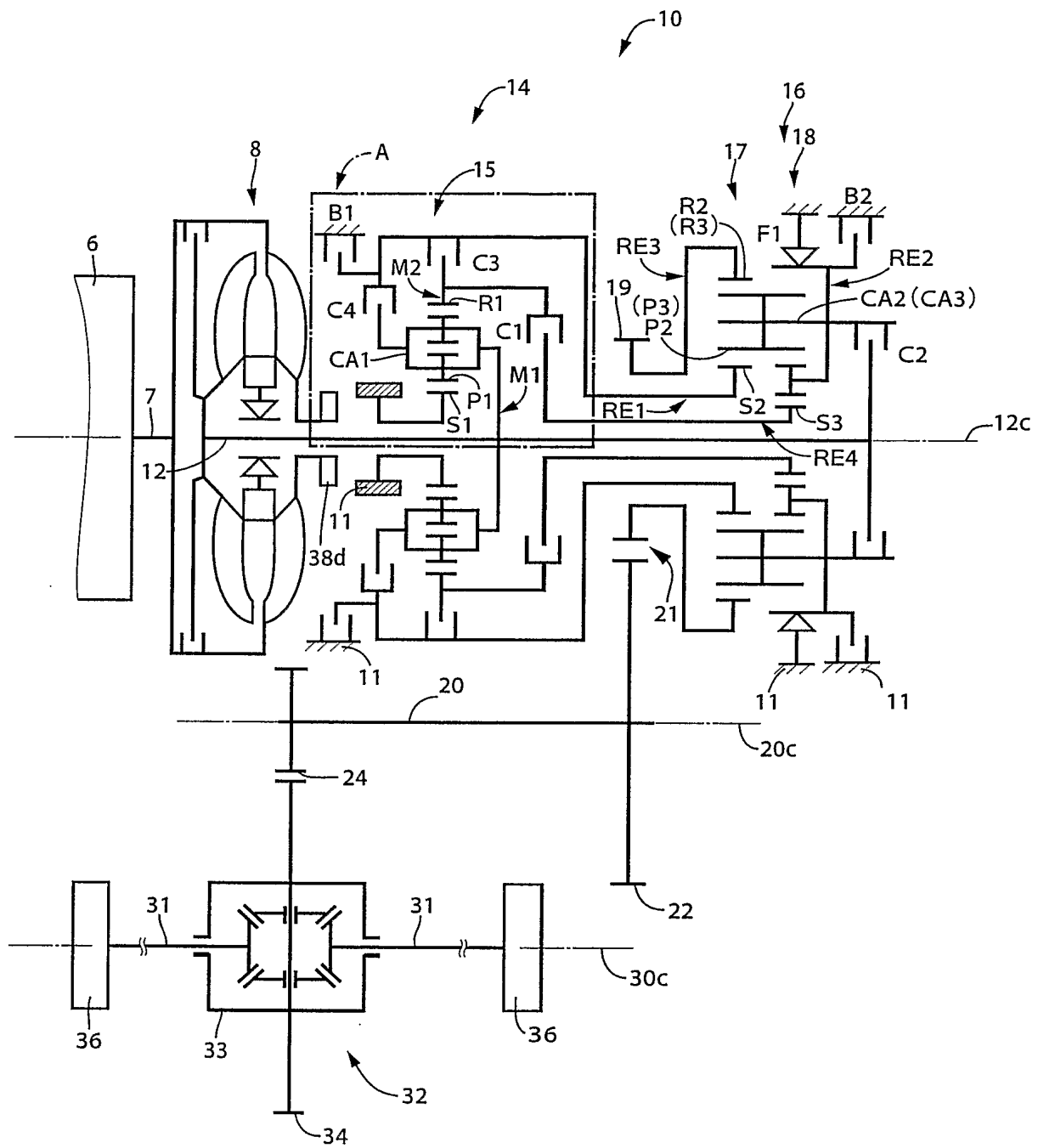




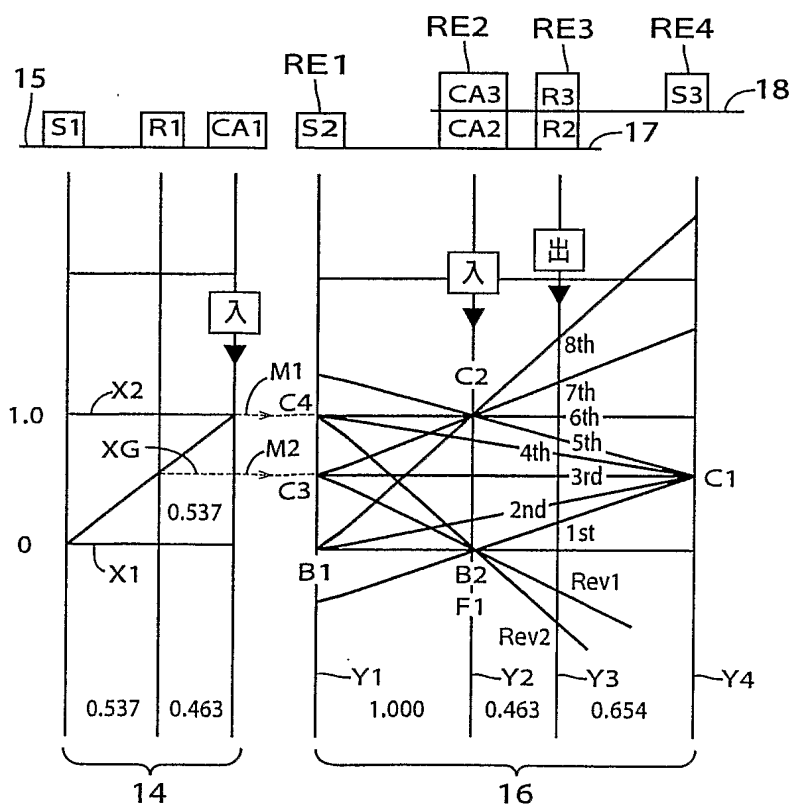


図 3

	C1	C2	C3	C4	B1	B2	F1	変速比	ステップ
1st	○					◎	○	4.495	
2nd	○				○			2.697	1.667
3rd	○		○					1.864	1.447
4th	○			○				1.471	1.267
5th	○	○						1.238	1.188
6th		○		○				1.000	1.238
7th		○	○					0.823	1.215
8th		○			○			0.683	1.205
R1			○			○		4.022	トータル 6.578
R2				○		○		2.158	

○ 係合 ◎ エンジンブレーキ時係合

図 4



# INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2005/006009

## A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

Int.Cl.<sup>7</sup> F16H3/66, B60K17/04, B60K17/06, F16H3/62

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

## B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

Int.Cl.<sup>7</sup> F16H3/66, B60K17/04, B60K17/06, F16H3/62

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Jitsuyo Shinan Koho	1922-1996	Jitsuyo Shinan Toroku Koho	1996-2005
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2005	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2005

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

## C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y A	JP 2003-202057 A (Toyota Motor Corp.), 18 July, 2003 (18.07.03), Par. Nos. [0108] to [0111]; Figs. 51, 52 & US 2003/0083174 A1 & DE 010250374 A1	1, 12 2-11, 13, 14
Y A	JP 2000-161450 A (Aisin AW Co., Ltd.), 16 June, 2000 (16.06.00), Par. Nos. [0002], [0017]; Fig. 1 & US 006415685 B1 & DE 019956996 A1	1, 12 2-11, 13, 14



Further documents are listed in the continuation of Box C.



See patent family annex.

\* Special categories of cited documents:

"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance

"E" earlier application or patent but published on or after the international filing date

"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)

"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means

"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art

"&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search

07 June, 2005 (07.06.05)

Date of mailing of the international search report

21 June, 2005 (21.06.05)

Name and mailing address of the ISA/

Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

## A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))

Int.Cl.<sup>7</sup> F16H 3/66, B60K 17/04, B60K 17/06, F16H 3/62

## B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料 (国際特許分類 (IPC))

Int.Cl.<sup>7</sup> F16H 3/66, B60K 17/04, B60K 17/06, F16H 3/62

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報	1922-1996年
日本国公開実用新案公報	1971-2005年
日本国実用新案登録公報	1996-2005年
日本国登録実用新案公報	1994-2005年

国際調査で使用した電子データベース (データベースの名称、調査に使用した用語)

## C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
Y A	JP 2003-202057 A (トヨタ自動車株式会社) 2003.07. 18, 段落【0108】～【0111】、【図51】、【図52】 & US 2003/0083174 A1 & DE 010250374 A1	1, 12 2-11, 1 3, 14
Y A	JP 2000-161450 A (アイシン・エイ・ダブリュ株式会社) 2 000.06.16, 段落【0002】、【0017】、【図1】 & US 006415685 B1 & DE 019956996 A1	1, 12 2-11, 1 3, 14

C欄の続きにも文献が列挙されている。

パテントファミリーに関する別紙を参照。

## \* 引用文献のカテゴリー

「A」 特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの  
「E」 国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの  
「L」 優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献 (理由を付す)  
「O」 口頭による開示、使用、展示等に言及する文献  
「P」 国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願

の日の後に公表された文献

「T」 国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの  
「X」 特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの  
「Y」 特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの  
「&」 同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日

07.06.2005

国際調査報告の発送日

21.6.2005

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁 (ISA/JP)  
郵便番号100-8915  
東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官 (権限のある職員)

平瀬 知明

3J

3522

電話番号 03-3581-1101 内線 3328